

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

**Ю.В. Мінеєва**

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до самостійної роботи та виконання контрольного завдання з дисципліни

**"Транспортні засоби"**

(для підготовки бакалаврів денної і заочної форм навчання  
напряму підготовки 6.070101 – "Транспортні технології")

Харків – ХНАМГ – 2009

Мінєєва Ю.В. Методичні вказівки до самостійної роботи та виконання контрольного завдання з дисципліни «Транспортні засоби» (для підготовки бакалаврів денної і заочної форм навчання напряму підготовки 6.070101 - "Транспортні технології")./ Укл.: Мінєєва Ю.В. – Х.: ХНАМГ, 2009. – 44 с.

Укладач: доц., к.т.н. Ю.В. Мінєєва

Рецензент: В.Х. Далека, професор кафедри електричного транспорту  
ХНАМГ, д-р техн. наук

Рекомендовано кафедрою електричного транспорту,  
протокол № 11 від 28.04.09

## ЗМІСТ

	Стор.
Завдання до контрольної роботи .....	4
1. Побудова тягової характеристики транспортного засобу з двигуном внутрішнього згоряння.....	6
2. Визначення коефіцієнтів рівняння руху транспортного засобу з двигуном внутрішнього згоряння.....	15
3. Моделювання руху транспортного засобу з двигуном внутрішнього згоряння .....	23
4. Визначення кількості спожитого пального.....	34
5. Загальні питання проведення самостійної роботи.....	37
6. Основні концепції організації та самостійної роботи студентів.....	38
7. Перелік тем і питань для самостійного контролю.....	40
Рекомендована література.....	43

## Завдання до контрольної роботи

Контрольна робота з дисципліни "Транспортні засоби" має на меті об'єктивну перевірку засвоєння основних положень теорії експлуатаційних властивостей транспортних засобів, знання методів оцінки тягово-швидкісних показників рухомих одиниць та вміння проводити відповідні інженерні розрахунки.

Обсяг контрольної роботи розрахований на виконання розрахунків і оформлення результатів протягом двох тижнів, по дві години щоденно.

Контрольну роботу оформлюють на комп'ютері на аркушах формату А4 з використанням MSWord, Excel, Рисунок Word. Як виняток, допускається рукописне оформлення у звичайних зошитах, з додаванням рисунків на міліметровому папері.

Вибір варіанта контрольної роботи визначається порядковим номером прізвища студента у груповому журналі.

*Розрахувати математичну модель руху вантажного автомобіля при проходженні*

### *Дані вантажного автомобіля*

Дані	Варіанти			
	1	2	3	4
$G_T$	50	55	60	65
$G_B$	45	50	55	60
$B$	1,4	1,5	1,6	1,7
$H$	2,5	3	3,5	4
$J_K$	92	94	96	98
$V_{max}$	70	75	80	85

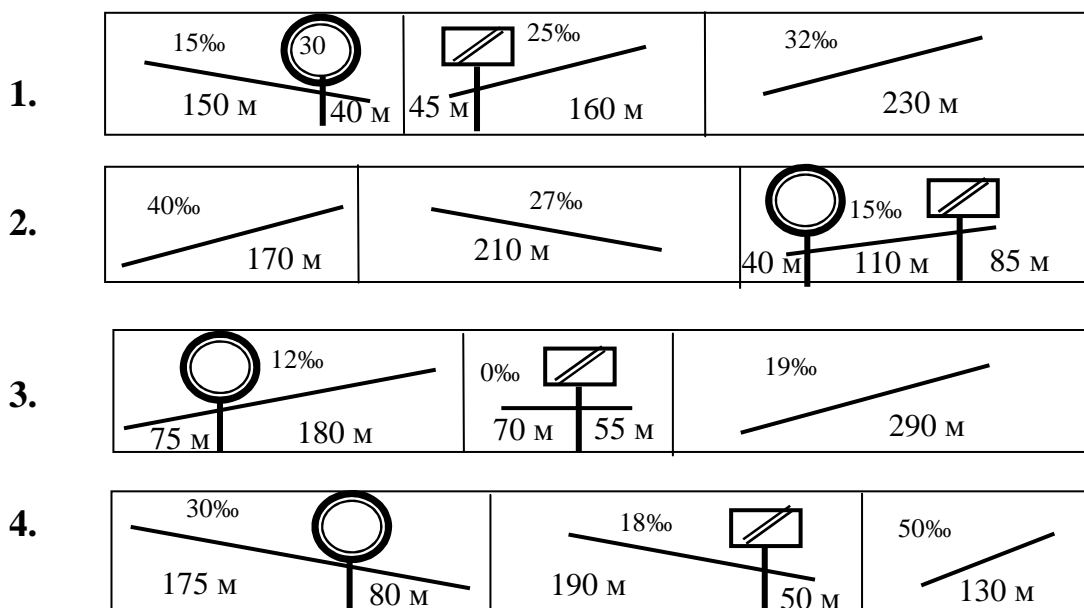
### *Дані двигуна*

Дані	Варіанти			
	1	2	3	4
$M(P_{max})$	580	580	585	580
$M_{max}$	660	665	670	675
$n(P_{max})$	2550	2500	2450	2400
$n(M_{max})$	1610	1650	1600	1580
$M_o$	450	400	350	300
$\beta$	0,12	0,1	0,09	0,08
$J_{дв}$	0,09	0,095	0,1	0,15
$d(P_{max})$	260	280	300	310

### *Дані трансмісії*

Дані	Варіанти			
	1	2	3	4
$J_{к.в.}$	0,09	0,1	0,11	0,12
$u_I$	9,31	8,53	9,14	8,71
$u_{II}$	4,71	5,31	4,19	5,01
$u_{III}$	2,91	3,11	2,13	3,02
$u_{IV}$	1,63	1,87	1,00	1,91
$u_V$	0,83	1,00	-	1,00

### Варіанти профілів ділянок



Вибір вихідних даних завдання для студентів, у яких порядковий номер непарний, здійснюють за таблицею:

№ п/п	Автомобіль				Двигун				Трансмісія				Ділянка дороги			
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
1	×					×					×					×
3		×					×					×	×			
5			×					×	×					×		
7				×	×					×					×	
9			×			×					×					×
11		×					×					×	×			
13	×							×			×			×		
15		×			×					×					×	
17			×			×			×							×
19				×			×			×			×			
21			×					×			×			×		
23		×			×							×			×	
25	×					×			×							×

Вибір вихідних даних для студентів, у яких порядковий номер парний здійснюють за тією ж таблицею, в якій рубрики „автомобіль ” і „двигун ” поміняні місцями.

## 1. ПОБУДОВА ТЯГОВОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ДВИГУНОМ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Перш за все визначають зовнішню швидкісну характеристику двигуна - залежність моменту на валу від частоти його обертання  $M_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = \alpha + \beta n - \gamma n^2$ , яка апроксимується квадратичним тричленом

$$M_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = \alpha + \beta n - \gamma n^2.$$

Коефіцієнти  $\alpha, \rho, \gamma$  можна знайти за даними технічної характеристики двигуна, а саме за максимальним моментом  $M_{max}$ , моментом при максимальній потужності  $M(P_{max})$ , та відповідними частотами обертання  $n(M_{max})$ ,  $n(P_{max})$ . Попередньо треба підрахувати коефіцієнти пристосованості двигуна за моментом  $k_m$  і частотою  $k_\omega$ :

$$k_m = \frac{M_{max}}{M(P_{max})}; \quad k_\omega = \frac{n(P_{max})}{n(M_{max})},$$

після чого можна визначити відшукувані коефіцієнти апроксимації:

$$\begin{aligned} \alpha &= M(P_{max}) \cdot \left[ 1 - (k_m - 1) \cdot \frac{k_\omega(2 - k_\omega)}{(k_\omega - 1)^2} \right] \\ \beta &= \frac{M(P_{max})}{n(P_{max})} \cdot \left[ 2 \cdot (k_m - 1) \cdot \frac{k_\omega}{(k_\omega - 1)^2} \right] \\ \gamma &= \frac{M(P_{max})}{[n(P_{max})]^2} \cdot \left[ (k_m - 1) \cdot \left( \frac{k_\omega}{k_\omega - 1} \right)^2 \right] \end{aligned}$$

Далі будуємо зовнішню швидкісну характеристику. Наприклад, для двигуна з технічними даними:

$$M_{max} = 665 \text{ Нм}; \quad M(P_{max}) = 585 \text{ Нм},$$

$$n(P_{max}) = 2500 \text{ хв}^{-1}, \quad n(M_{max}) = 1600 \text{ хв}^{-1}$$

маємо

$$k_m = \frac{665}{585} = 1,135; k_{\omega} = \frac{2500}{1600} = 1,563.$$

Відповідні значення коефіцієнтів апроксимації зовнішньої швидкісної характеристики:

$$\alpha = 585 \cdot \left[ 1 - (1,135 - 1) \cdot \frac{1,563 \cdot (2 - 1,563)}{(1,563 - 1)^2} \right] = 414,7;$$

$$\beta = \frac{585}{2500} \cdot \left[ 2 \cdot (1,135 - 1) \cdot \frac{1,563}{(1,563 - 1)^2} \right] = 0,311;$$

$$\gamma = \frac{585}{2500^2} \cdot \left[ (1,135 - 1) \cdot \left( \frac{1,563}{1,563 - 1} \right)^2 \right] = 9,73 \cdot 10^{-5}.$$

Таким чином

$$M_{\omega} = 414,7 + 0,311n - 9,73 \cdot 10^{-5} n^2.$$

Задаючи в отриманій формулі частоти обертання в околі 1600...2500  $\text{хв}^{-1}$ , можна знайти відповідні моменти на валу двигуна. Крім частот обертання, вимірюваних в обертах за хвилину, потрібно використати кутову швидкість валу двигуна  $\omega = \pi n / 30$ , що знадобиться далі, при побудові діаграми повної сили тяги. Відповідна формула апроксимації при розмірності частоти обертання у радіанах за секунду матиме вигляд

$$M_{\partial e} = 414,7 + 2,97\varpi - 8,873 \cdot 10^{-3} \varpi^2.$$

Результати розрахунку оформляють у вигляді таблиці.

Таблиця 1 — Результати розрахунку зовнішньої швидкісної характеристики двигуна внутрішнього згоряння.

n	750	1000	1400	1600	1800
$\varpi$	78,5	104,7	146,6	167,	188,5
M	593	631 j	662	665	662
n	2000	2500	2900	3200	3500
$\varpi$	209,4	261,8	303,7	335,1	366,5
M	650	585	501	416	314

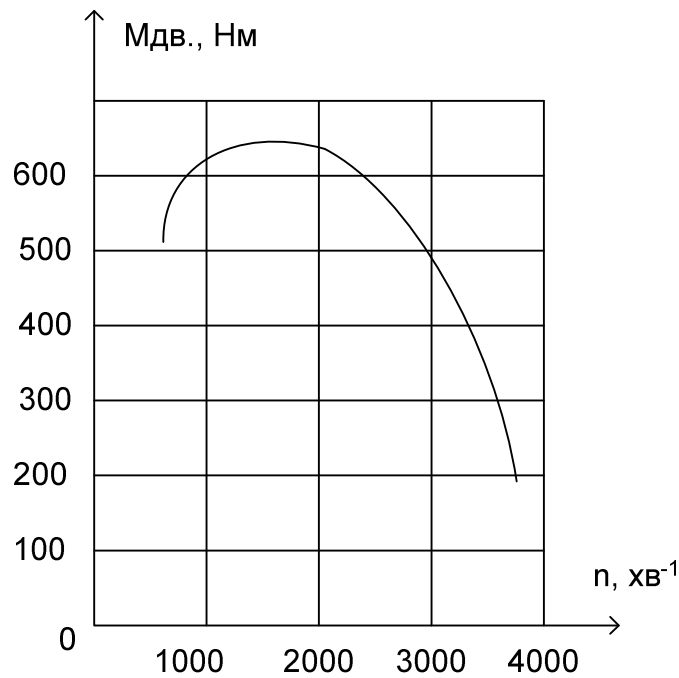


Рис. 1 - Зовнішня швидкісна характеристика двигуна, побудована за даними прикладу

Наступним кроком є розрахунок і побудова діаграми повної тягової сили транспортного засобу, тобто діаграми зміни поздовжньої сили, що діє з боку



рушійних коліс, за відсутності силових втрат на кочення коліс та зміни кінетичної енергії оборотних мас.

Для цього беруть значення передаточних чисел трансмісії  $u_{mp.k}$  по ступенях коробки передач, коефіцієнти апроксимації зовнішньої швидкісної характеристики двигуна  $\alpha, \rho, \gamma$  при вимірюванні частоти обертання у радіанах за секунду і згідно з формулою перетворення моменту двигуна до сили тяги

$$F_T = \frac{1}{r_{\partial}} M_{\partial \delta} u_{mp.k} \eta_{mp.k}$$

встановлюють коефіцієнти рівняння залежності цієї сили від швидкості  $V$  поступального руху:

$$F_{Tk} = \alpha_k + b_k V + c_k V^2;$$

$$\alpha_k = \alpha \frac{1}{r_{\partial}} u_{mp.k} \cdot \eta_{mp.k} \cdot k_p$$

$$b_k = \beta \frac{1}{r_{\partial} \cdot r_k} u_{mp.k}^2 \cdot \eta_{mp.k} \cdot k_p;$$

$$c_k = \gamma \cdot \frac{1}{r_{\partial} \cdot r_k^2} u_{mp.k}^3 \cdot \eta_{mp.k} \cdot k_p.$$

Коефіцієнт корисної дії трансмісії  $\eta_{mp.k}$ , що насправді є добутком ККД зубчастого зачеплення коробки передач, карданного валу й редуктора ведучого мосту, записується досить складною функцією, але для розв'язання рівняння руху вантажних автомобілів по всіх ступенях коробки передач припустимо прийняти його незмінним  $\eta_{mp} = 0,85$ . Коефіцієнтом корекції  $k_p$  враховується відмінність умов роботи двигуна на трасі від умов стендових випробувань, коли визначалися технічні показники. Рекомендовано приймати  $k_p - 0,95 \dots 0,96$ .

Динамічний радіус колеса  $r_{\partial}$ , як відстань від центру обертання навантаженого колеса по опорній поверхні, для доріг з твердим покриттям в експлуатаційному діапазоні швидкостей припустимо вважати рівним

статичному:

$$r_o = r_{cm} = 0.5d + \Delta \cdot \lambda_{zm} B$$

де  $d$  — діаметр насадки шини на обод (діаметр колісного диска);

$\Delta$  - відношення висоти  $H$  до ширини  $B$  шини;

$\lambda_{zi}$  - коефіцієнт, яким враховується зім'яття шини при навантаженні. При неперевищенні вертикального навантаження шини над транспортним і дотриманні заданого технічними умовами тиску в камері відношення

$$\Delta \approx 1, \lambda_{zm} - 0,85 \dots 0,9.$$

Кінематичний радіус  $r_k$ , що являє собою відношення поступальної швидкості центру колеса до його кутової швидкості обертання, залежить від прикладеного до колеса моменту  $M_k$ , зменшуючись в міру зростання цього моменту:

$$r_k = r_{kv} - \lambda M_k$$

де  $r_{kv}$  - радіус колеса у веденому режимі, тобто за відсутності прикладеного моменту,

$\lambda$  - коефіцієнт пропорційності, який для стандартних шин дорівнює  $7,4 \cdot 10^5 H^{-1}$ .

Радіус  $r_{kv}$  припустимо приймати як  $1,03 \dots 1,06 r_o$ , причому менші значення стосуються вантажних, а більші - легкових автомобілів.

Використання наведеної формули для розрахунку коефіцієнтів залежності сили тяги від швидкості руху призводить до ускладнення кінцевих виразів, оскільки для розрахунку  $r_k$  при визначенні сили тяги потрібно знати момент, який для даної передачі пов'язаний з відшукуваною силою тяги. Тому з достатньою точністю можна прийняти  $r_k = 0,95 r_{kv} \sim r_o$ .

Передаточне число трансмісії  $u_{tr,i}$  як відомо, є добутком незмінного передаточного числа  $u$ , головної передачі редуктора ведучого мосту і відповідних передаточних чисел коробки  $u_{кл}$ . Якщо передаточне число

головної передачі  $u_2$  не задано, його треба розрахувати з умови досягнення заданої максимальної швидкості руху  $V_{max}$  на горизонтальній ділянці при частоті обертання двигуна  $n(P_{max})$  на найвищій передачі, тобто при  $u_{кл} = 1$ :

$$u_2 = 0,105 \frac{r_{\partial} n(P_{max})}{V_{max}}.$$

Маючи  $u_2$  і значення передаточних чисел по ступенях коробки передач  $u_{кi}$ , можна знайти передаточні числа трансмісії  $u_{mp.k}$  і відповідні цим ступеням коефіцієнти  $a_k$ ,  $b_k$ ,  $c_k$  формули характеристики сили тяги, а задаючи різні значення швидкостей руху – розрахувати й побудувати діаграму повної тягової сили.

Нехай вантажний автомобіль обладнано шинами 260 - 508 Р, в яких діаметр  $d = 980$  мм, а ширина  $B = 17$  см. Відповідно до цих параметрів динамічний радіус колеса складає:

$$r_l = 0,5 \times 0,98 + 0,875 \times 0,17 = 0,64 \text{ м}.$$

З даних попереднього прикладу маємо  $n(P_{max}) = 2500 \text{ хв}^{-1}$ , що для максимальної швидкості руху  $V_{max} = 80$  км/год. забезпечується при передаточному числі головної передачі

$$u_2 = 0,105 \frac{0,64 \cdot 2500}{80} \cdot 3,6 = 7,56.$$

При п'ятиступінчатій коробці передач з передаточними числами:

$$u_I = 8,491;$$

$$u_{II} = 4,974;$$

$$u_{III} = 2,914;$$

$$u_{IV} = 1,707; u_V = 1,000.$$

передаточні числа трансмісії складатимуть ряд:

$$u_{mpI} = 64,192;$$

$$u_{mpII} = 37,603;$$

$$u_{mpIII} = 22,031;$$

$$u_{mpIV} = 12,905;$$

$$u_{mpVI} = 7,56.$$

Таким чином отримані всі дані для розрахунку коефіцієнтів характеристики сили тяги. Наприклад, для першої ступені:

$$\alpha_I = \frac{414,7}{0,64} \cdot 64,192 \cdot 0,85 \cdot 0,955 = 3,376 \cdot 10^4;$$

$$b_I = \frac{2,07}{0,64^2} \cdot 64,192^2 \cdot 0,85 \cdot 0,955 = 2,426 \cdot 10^4;$$

$$c_I = \frac{8,873 \cdot 10^{-3}}{0,64^3} \cdot 64,192^3 \cdot 0,85 \cdot 0,955 = 7268.$$

Результати розрахунку зведено до табл. 2.

Таблиця 2 - Коефіцієнти рівнянь апроксимації повної сили тяги.

Ступені k	I	II	III	IV	V
<b>ak</b>	$3,376 \times 10^4$	$1,978 \times 10^4$	$1,59 \times 10^4$	$6,788 \times 10^4$	$3,976 \times 10^4$
<b>bk</b>	24260	8323	2853	979.8	336.2
<b>Ck</b>	-7268	-1459	-292	-59,3	-11,9

Таблиця 3 - Результати розрахунку повної сили тяги по ступенях коробки передач.

V, м/с	Повна сила тяги F <sub>T</sub> по ступенях, Н				
1	50750				
2	53210	30590			
4	14520	18200	17520		
6		6550	18560	10530	
8			17250	10830	
10			9500	10800	
12				10010	6170
14				8882	6350
16				7284	6309
18				5211	6172
20					5940
24					5190

Діаграму повної сили тяги (рис. 3) будуюмо за даними цієї таблиці.

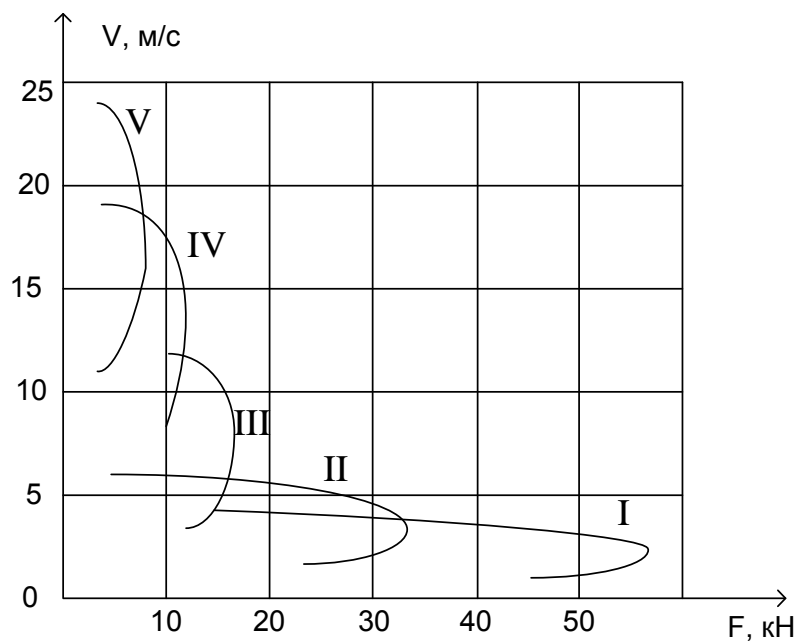


Рис. 3 - Діаграма повної сили тяги по ступенях коробки передач

Якщо на якійсь передачі при певній швидкості руху припинити подачу; пального, то двигун перетвориться на насос, що приводиться в дію від рушійних коліс через головний редуктор і коробку передач. На роботу двигуна в режимі насоса витрачається кінетична енергія транспортного засобу, таким чином двигун може використовуватися як гальмівний засіб для зниження швидкості.

Момент, потрібний для обертання двигуна в режимі насоса, залежить від частоти обертання валу  $\omega$ :  $m_n = m_0 + \beta_{\omega}$ , де  $P$  - коефіцієнт пропорційності. Відповідна до моменту на валу двигуна гальмівна сила  $F_2$  на рушійних колесах крім частоти обертання при даній швидкості  $V$  визначається передаточним числом  $u_k$  ступені, на якій рухається транспортний засіб:

$$F_r = a_{k,r} + b_{k,r} \cdot V = \frac{M_0 u_e u_k}{r_o \eta_{mp,k}} + \beta \frac{u_e^2 u_k}{r_o^2 \eta_{mp,k}} \cdot V = \frac{M_0 u_{mp,k}}{r_o \eta_{mp,k}} + \beta \frac{u_{mp,k}^2}{r_o^2 \eta_{mp,k}} \cdot V.$$

Як приклад, розглянемо побудову характеристики двигуна в режимі насоса по раніше використаних вихідних даних, а саме:

$$u_{mp.k} = n_{mp} = 0,85, \quad r_d = 0,64 \text{ м},$$

$$u_{mp.I} = 64,192;$$

$$u_{mp.II} = 37,603;$$

$$u_{mp.III} = 22,031; \quad u_{mp.IV} = 12,905;$$

$$u_{mp.V} = 7,56.$$

Момент супротиву двигуна в режимі насоса складає:  $M_n = 400 + 0,12\varpi$ .

Підставляючи ці дані до формули гальмівної сили, маємо:

$$a_I = \frac{400 \cdot 64,192}{0,64 \cdot 0,85} = 47200;$$

$$b_I = \frac{0,12 \cdot 64,192^2}{0,64^2 \cdot 0,85} = 1420;$$

$$a_{II} = \frac{400 \cdot 37,603}{0,64 \cdot 0,85} = 27740;$$

$$b_{II} = \frac{0,12 \cdot 37,603^2}{0,64^2 \cdot 0,85} = 487;$$

$$a_{III} = 16200;$$

$$b_{III} = 167;$$

$$a_{IV} = 9490;$$

$$b_{IV} = 57;$$

$$a_V = 5560;$$

$$b_V = 20.$$

За допомогою отриманих коефіцієнтів підраховуємо гальмівні сили при різних швидкостях.

Таблиця 4 - Гальмівні сили по ступенях коробки передач.

Швидкість руху, м/с	Повна сила тяги $F_T$ по ступенях, Н				
5	12662				
10		10434			
12			7570		
14	25440			6364	
16		13340			5876
18			8570		
20				6708	
24					6052
25					5190

Оскільки функції гальмівної сили є лінійними, для кожної передачі досить розрахувати по два числа. Виконавши розрахунки, будемо діаграму сил

(рис. 4).

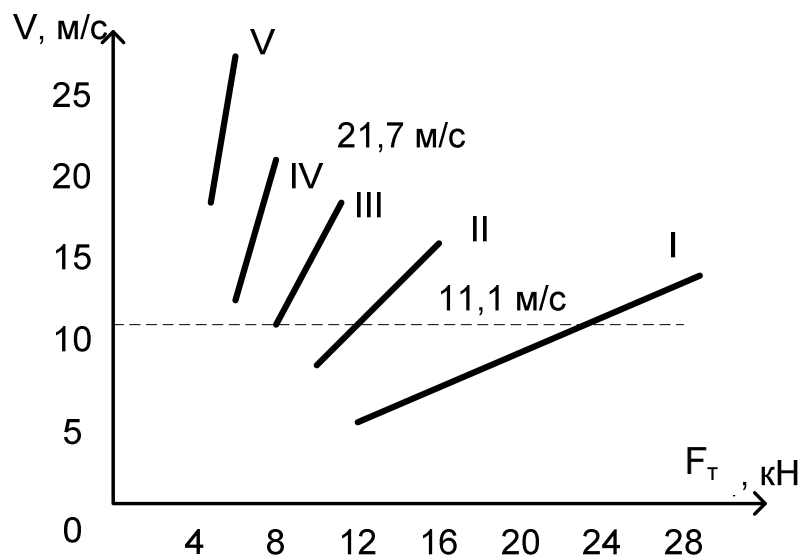


Рис. 4 - Діаграма гальмівних сил при роботі двигуна в режимі насоса по ступенях коробки передач

## 2. ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ РІВНЯННЯ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ДВИГУНОМ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Як відомо, рівняння руху транспортного засобу є спеціалізованою формою другого закону Ньютона, за яким сума всіх сил, що діють на рухому одиницю, дорівнює нулю. Діюча сила, тобто різниця між силою тяги  $F$  на даній ступені коробки передач, що залежить від швидкості руху і встановлюється з діаграми, і силою опору рухові  $W$  дорівнює силі інерції:

$$F_{\partial} = \sum F(V, u_k) - \sum W(V, u_k, S) = M_{np}(u_k) \frac{dV}{dt}.$$

Питома діюча сила, тобто результуюча зовнішніх сил, що припадає на одиницю приведеної маси транспортного засобу  $M_{np}$ , вводиться для надання рівнянню руху стандартного вигляду:

$$\frac{dV}{dt} + f = 0,$$

$$f = \frac{F_{\delta}}{M_{np}},$$

завдяки чому вид розв'язання спрощується:

$$\int_{V_n}^{V_j} \frac{dV}{dt} = \int_0^{t_j} dt = t.$$

Сила опору рухові є сумою основного, притаманного тільки цьому рухомому складу, залежного від швидкості опору рухові  $W_0$  на дорозі даного типу, і аеродинамічного опору повітря  $W_n$ , й сили додаткового опору  $W_d$ , що визначається ухилом ділянки:

$$W = W_0 + W_d; \quad W_0 = W_v + W_n.$$

Відповідно до виду й типу рухомого складу швидкісна складова сили основного опору рухові визначається відповідною емпіричною формулою як добуток питомого опору  $w_v$ , вимірюваного у Н/кН, на розрахункову вагу  $G_p$  у кілоньютонках, що є сумою ваги тари й вантажу:

$$W_v = w \cdot G_p.$$

Якщо немає конкретних даних щодо коефіцієнтів емпіричної формули питомого основного опору для даного транспортного засобу, можна користуватися виразом:

$$W_v = 7 + 7 \cdot 10^{-3} \cdot V^2.$$

Аеродинамічний опір повітря залежить від коефіцієнта обтічності  $k_0$ , від площі Міделя  $Q$  у квадратних метрах, що приблизно дорівнює добутку ширини колеї на габаритну висоту транспортного засобу, й швидкості руху:



$$W_n = k_a \cdot Q \cdot V^2.$$

Для бортових автомобілів  $k_0$  — 0,5...0,7 , для тентованих і фургонів - 0,5...0,6 Нс<sup>2</sup>/м<sup>3</sup>.

Наприклад, на двохосному вантажному бортовому автомобілі з повною вагою у 100 кН, шириною колії  $L=1,6$  і габаритною висотою  $H=3$  м сила основного опору рухові при  $V=20$  м/с складе:

$$W = \left( 7 + 7 \cdot 10^{-3} \cdot 20^2 \right) \cdot 100 + 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3 \cdot 20^2 = 2132 \text{ Н}$$

Величина додаткового опору від ухилу ділянки визначається добутком ухилу  $i\%$  , вимірюваного в проміле, на повну вагу транспортного засобу в кілоньютонах. При цьому опір рухові на підйомі є позитивним, а на спуску - негативним. Якщо рух із зазначеною у вищевказаному прикладі відбувався би на спуску у 12‰, то сила опору рухові складала б

$$W = W_0 + W_d = 2132 + (-12) \cdot 100 = 932 \text{ Н} ,$$

тобто сила опору рухові в даному випадку через спуск значно зменшилася.

Щоб визначити приведену масу транспортного засобу  $M_{пр.}$ , треба врахувати еквівалентну масу  $m_{екв}$  обертових частин двигуна, трансмісії та рушійних коліс з сумарним моментом інерції  $U$ , на збільшення кінетичної енергії яких витрачається певна частина результуючої сили і внаслідок цього кінетична енергія фізичної маси рухомої одиниці  $M_{\phi}$  у поступальному русі відповідно зменшується. Еквівалентну масу можна знайти з виразів:

$$\sum J = \sum J_k + \sum u_z^2 J_{к.в.} + \sum (u_z u_{кп.к})^2 J_{дВ};$$

$$m_{екв} = \frac{\sum J_k + \sum u_z^2 J_{к.в.} + \sum (u_z u_{кп.к})^2 J_{дВ}}{r_k^2}$$

де  $J_k$  - момент інерції коліс з колісними дисками, зубчастого колеса головного

редуктора та півосей,

$J_{к.в.}$  - момент інерції карданного валу, обертальних частин зчеплення і гальмівного барабану,

$J_{дв}$  - момент інерції обертальних частин двигуна й маховика  $u_z$ ,  $u_{kn \cdot k}$  передаточні числа головного редуктора і коробки передач на даній ступені.

Виразивши фізичну масу через вагу тари рухомої одиниці й вантажу:

$$M_{\Phi} = \frac{1000}{9,81} \cdot (G_T + G_B) = 102 \cdot (G_T + G_B)$$

й додавши вираз еквівалентної маси обертових частин, після введення додаткових позначень отримаємо формулу приведеної маси:

$$M_{np} = 102 \cdot G_T \cdot \left( 1 + \frac{G_B}{G_T} + \sum J_k + \frac{\sum u_z^2 \cdot J_{к.в.} + \sum (u_z \cdot u_{к.п.к})^2 \cdot J_{дв.}}{102 \cdot G_T \cdot r_k^2} \right) = 102 \cdot G_T \cdot (1 + \lambda + \gamma).$$

Коефіцієнт інерції обертових частин  $(1 + \lambda + \gamma)$ , встановлюється з технічних даних рухомої одиниці даного типу, параметром  $\lambda$  визначається степінь навантаження порівняно з вагою тари. Коефіцієнт інерції обертових частин на даній ступені коробки передач є однаковим як для робочого режиму двигуна, так і при припиненні подачі пального, тобто при гальмуванні двигуном в режимі насоса. При русі вибігом у виразі для коефіцієнта інерції не повинен враховуватися член, що характеризує еквівалентну масу обертових частин двигуна і маховика.

Для раціоналізації подальших розрахунків рекомендується попередньо обчислити коефіцієнти інерції обертових частин по ступенях коробки передач. Наприклад, для вже згаданого ряду передаточних чисел по ступенях коробки, використаних вище при побудові тягових характеристик, маємо

$$\gamma_I = \frac{98,3 + 7,56^2 \cdot 1,1 + 64,192^2 \cdot 0,1}{102 \cdot 55 \cdot 0,64^2} = 0,25;$$

$$\gamma_{II} = \frac{98,3 + 7,56^2 \cdot 1,1 + 37,603^2 \cdot 0,1}{102 \cdot 55 \cdot 0,64^2} = 0,132;$$

$$\gamma_{III} = 0,091;$$

$$\gamma_{IV} = 0,077;$$

$$\gamma_V = 0,07$$

$$\gamma_{\text{виб.}} = \frac{98,3 + 7,56^2 \cdot 1,1}{102 \cdot 55 \cdot 0,64^2} = 0,07.$$

При цьому приймалися такі вихідні дані: вага тари  $G_T$  - 55 кН, моменти інерції

$$\sum J_K = 98,3,$$

$$\sum J_{\kappa.6} = 1,1,$$

$$\sum J_{\partial 6} = 0,1 \text{ кгс}^2/\text{м}.$$

Таким чином встановлюються усі складові питомих діючих сил, що після належних перетворень дає змогу представити рівняння руху у компактній формі:

$$\frac{dV}{dt} + \varphi_k (V^2 + 2g_k V + h_k) = 0;$$

$$\varphi_k = \frac{c_k - G_T(1 + \lambda) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - k_0 Q}{102 \cdot G_T \cdot (1 + \lambda + \gamma_k)};$$

$$h_k = \frac{a_k - G_T(1 + \lambda) \cdot (7 + i)}{c_k - G_T(1 + \lambda) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - k_0 Q};$$

$$2gk = \frac{b_k}{c_k - G_T(1 + \lambda) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - k_0 Q}.$$

Для роботи двигуна в режимі насоса, тобто при гальмуванні двигуном

маємо:

$$\frac{dV}{dt} + \varphi_{k.z.} (V^2 + 2g_{k.z.} V + h_{k.z.}) = 0;$$

$$\varphi_{k.z.} = \frac{G_T(1+\lambda) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - k_0 Q}{102 \cdot G_T \cdot (1+\lambda + \gamma_k)};$$

$$h_{k.z.} = \frac{a_{k.z.} + G_T(1+\lambda) \cdot (7+i)}{G_T(1+\lambda) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - k_0 Q};$$

$$2g_{k.z.} = \frac{b_{k.z.}}{G_T(1+\lambda) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - k_0 Q}.$$

Нарешті для вибігу при від'єднаному двигуні:

$$\frac{dV}{dt} + \varphi_{виб.} (V^2 + h_{виб.}) = 0;$$

$$\varphi_{виб.} = \frac{G_T(1+\lambda) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - k_0 Q}{102 \cdot G_T \cdot (1+\lambda + \gamma_{виб.})};$$

$$h_{виб.} = \frac{G_T(1+\lambda) \cdot (7+i)}{G_T(1+\lambda) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - k_0 Q};$$

Для полегшення розрахунків рекомендується знайти всі коефіцієнти рівнянь заздалегідь, залишаючи невизначеними тільки ухили. Наприклад, для наведених раніше значень  $c_{ik}$ ,  $b_t$ ,  $C_k$ ,  $y_t$ ,  $G_j$ ,  $G_B$ ,  $k_0$ ,  $J_K$ ,  $Q$  маємо:

$$\varphi_I = \frac{-7268 \cdot 55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3}{102 \cdot 55 \cdot \left(1 + 0,25 + \frac{45}{55}\right)} = 0,769;$$

$$2g_I = \frac{24260}{-7268 \cdot 55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3} = -3,3;$$

$$h_I = \frac{33760 \cdot 55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot (7+i)}{-7268 \cdot 55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3} = -4,6 + 0,0014 \cdot (7+i).$$

Так само знаходимо коефіцієнти для першої передачі двигуна в режимі насоса:

$$\varphi_{I_2} = \frac{55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3}{102 \cdot 55 \cdot \left(1 + 0,25 + \frac{45}{55}\right)} = 3,084 \cdot 10^{-4};$$

$$2g_{I_2} = \frac{710}{55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3} = 198,3;$$

$$h_{I_2} = \frac{23600 + 55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot (7 + i)}{55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3} = 6592 + 27,9 \cdot (7 + i).$$

Для вибігу:

$$\varphi_{виб.} = \frac{55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} + 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3}{102 \cdot 55 \cdot \left(1 + 0,07 + \frac{45}{55}\right)} = 3,38 \cdot 10^{-4};$$

$$h_{виб.} = \frac{55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot (7 + i)}{55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3} = 29,93 \cdot (7 + i).$$

Проробивши аналогічні розрахунки для інших ступенів коробки передач, маємо вихідний матеріал для подальшого інтегрування рівняння руху. Для даного прикладу:

$$\varphi_{I_2} = \frac{55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3}{102 \cdot 55 \cdot \left(1 + 0,25 + \frac{45}{55}\right)} = 3,084 \cdot 10^{-4};$$

$$2g_{I_2} = \frac{710}{55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3} = 198,3;$$

$$h_{I_2} = \frac{23600 + 55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot (7 + i)}{55 \cdot \left(1 + \frac{45}{55}\right) \cdot 7 \cdot 10^{-3} - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3} = 6592 + 27,9 \cdot (7 + i).$$

Таблиця 5. - Рівняння руху по ступенях коробки передач

Ступені	Робочий режим	У режимі насосу
1	2	3
I	$\frac{dV}{dt} + 0,769 \cdot [V^2 - 3,3V - 4,6 + 0,014(7 + i)] = 0$	$\frac{dV}{dt} + 3,084 \cdot 10^{-4} \cdot [V^2 + 397 \cdot V + 13180 + 27,9(7 + i)] = 0$
II	$\frac{dV}{dt} + 0,158 \cdot [V^2 - 5,7V - 13,5 + 0,068(7 + i)] = 0$	$\frac{dV}{dt} + 3,273 \cdot 10^{-4} \cdot [V^2 + 136 \cdot V + 7720 + 27,9(7 + i)] = 0$
III	$\frac{dV}{dt} + 0,33 \cdot [V^2 - 9,6V - 39,2 + 0,34(7 + i)] = 0$	$\frac{dV}{dt} + 3,343 \cdot 10^{-4} \cdot [V^2 + 46,6 \cdot V + 4526 + 27,9(7 + i)] = 0$
IV	$\frac{dV}{dt} + 0,007 \cdot [V^2 - 15,7V - 108,4 + 1,6(7 + i)] = 0$	$\frac{dV}{dt} + 3,368 \cdot 10^{-4} \cdot [V^2 + 16 \cdot V + 2650 + 27,9(7 + i)] = 0$
V	$\frac{dV}{dt} + 0,0014 \cdot [V^2 - 26,7V - 316 + 7,9(7 + i)] = 0$	$\frac{dV}{dt} + 3,375 \cdot 10^{-4} \cdot [V^2 + 5,4 \cdot V + 552 + 27,9(7 + i)] = 0$
Вибіг	$\frac{dV}{dt} + 3,375 \cdot 10^{-4} \cdot [V^2 + 29,93(7 + i)] = 0$	

### 3. МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ З ДВИГУНОМ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ

Перш за все необхідно позначити ділянки траси, де умови руху не змінюються, як це показано, наприклад, на рис. 5. На ділянці 1 довжиною 70 м має місце підйом у 5‰, далі на ділянці 2 довжиною 120 м буде спуск у 25‰, потім йде ділянка довжиною 150 м зі спуском у 40‰, причому вона розбита на дві ділянки: 3 - довжиною 85 м, де обмеження швидкості немає, та 4 довжиною 85 м, де швидкість не повинна бути вища за 40 км/год.

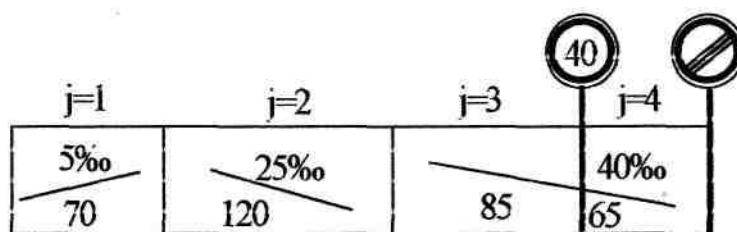


Рис.5 - Приклад ділянки траси

Оскільки питома діюча сила, що визначає швидкість транспортного засобу з двигуном внутрішнього згоряння, залежить не тільки від ухилу, а й від ступені коробки передач, у позначенні швидкості застосовують подвійні індекси номер ділянки шляху й ступінь передачі. Наприклад,  $V_{3,IV}$  означає швидкість на третій ділянці при русі на четвертій передачі при русі у робочому режимі,  $V_{3,III}$   $V_{4,III}$  - швидкість на четвертій ділянці на третій передачі при роботі двигуна у режимі насоса тощо.

Наступним кроком є розбиття діапазону можливих швидкостей руху на піддіапазони по ступенях коробки передач. Межами піддіапазонів є швидкості, при яких момент двигуна і відповідна сила тяги починають стрімко зменшуватись, тобто двигун може втратити стійкість. Для прикладу тягової характеристики (рис. 3) цими піддіапазонами будуть: I-0 ... 4; II-4 ... 5,5; III - 5,5 ... 10; IV-10... 18; V- 18....25м/с.

Оскільки ухили і обмеження швидкості прив'язані до конкретних ділянок

шляху, з цієї причини крім першої форми, розв'язання рівняння руху

$$\int_{V_n}^V \frac{dV}{f(V, S_j)} = \int_0^t dt,$$

в якій довжина  $S_j$   $j$ -ї ділянки, де ухил є незмінним або зберігається дія знаку обмеження швидкості, треба застосовувати ще й другу форму:

$$\int_{V_n}^V \frac{V dV}{f(V, S_j)} = \int_0^S dS.$$

Точне інтегрування рівняння руху пов'язано з використанням трансцендентальних функцій, що є небажаним для інженерних розрахунків. Тому використовують більш-менш точні апроксимаційні формули:

$$\begin{aligned} t &= \frac{V - V_n}{-\varphi[V(V_n + g) + gV_n + h]}; \\ V &= \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{V_n^2 - 2\varphi \cdot \Delta S(gV_n + h)}{[\varphi \cdot \Delta S(V_n + g)]^2}} \right) \cdot \varphi \cdot \Delta S(V_n + g); \\ S &= \frac{V^2 - V_n^2}{-2\varphi[V(V_n + g) + gV_n + h]}; \\ t_{виб.} &= 2 \cdot \frac{V_n - \sqrt{V_n \cdot V}}{\varphi_{виб.} [V_n^2 + h_{виб.}]}; \\ S_{виб.} &= \frac{V \cdot (V_n - V)}{\varphi_{виб.} [V^2 + h_{виб.}]}; \\ V &= \frac{V_n}{2 \cdot \left( 1 + \varphi_{виб.} S_{виб.} \right)} \left( 1 + \sqrt{1 - \frac{4\varphi_{виб.} S_{виб.} h_{виб.} \left( 1 + \varphi_{виб.} S_{виб.} \right)}{V_n^2}} \right). \end{aligned}$$

(індексом "n" позначена початкова швидкість для даної ступені або для початку ділянки).



Моделювання руху полягає у визначенні часу, потрібного для збільшення швидкості в межах відповідного до ступені коробки піддіапазону, і відстаней. Очевидно, що при необхідності гальмування визначаються час і відстань, потрібні для зменшення швидкості. Те саме стосується вибігу.

Методику моделювання розглянемо на прикладі проходження ділянки на рис.5 для рухомої одиниці, для якої коефіцієнти рівнянь руху подані в табл. 5. Підставляючи вирази часу досягнення верхньої межі швидкості на першій передачі з урахуванням ухилу на першій ділянці, маємо:

$$t_{I,I} = \frac{4 - 0}{-0,769 \cdot \left[ 4 \cdot \left( 0 - \frac{3,3}{2} \right) + 0 \cdot \left( -\frac{3,3}{2} \right) - 4,6 + 0,014 \cdot (7 + 5) \right]} = 0,5c;$$

$$S_{I,I} = \frac{4^2 - 0^2}{-2 \cdot 0,769 \cdot \left[ 4 \cdot \left( 0 - \frac{3,3}{2} \right) + 0 \cdot \left( -\frac{3,3}{2} \right) - 4,6 + 0,014 \cdot (7 + 5) \right]} = 1,1c.$$

Тут початкова швидкість природно дорівнює нулю.

Переходимо на другу ступінь, маючи початкову швидкість 4 м/с:

$$t_{I,II} = \frac{5,5 - 4}{-0,158 \cdot \left[ 5,5 \cdot \left( 4 - \frac{5,7}{2} \right) + 4 \cdot \left( -\frac{5,7}{2} \right) - 13,5 + 0,068 \cdot (7 + 5) \right]} = 0,5c;$$

$$S_{I,II} = \frac{5,5^2 - 4^2}{-2 \cdot 0,158 \cdot \left[ 5,5 \cdot \left( 4 - \frac{5,7}{2} \right) + 4 \cdot \left( -\frac{5,7}{2} \right) - 13,5 + 0,068 \cdot (7 + 5) \right]} = 2,5m.$$

Продовжуємо для третьої ступені:

$$t_{I,III} = \frac{10 - 5,5}{-0,033 \cdot \left[ 10 \cdot \left( 5,5 - \frac{9,6}{2} \right) + 5,5 \cdot \left( -\frac{9,6}{2} \right) - 39,2 + 0,34 \cdot (7 + 5) \right]} = 2,4c;$$

$$S_{I,III} = \frac{10^2 - 5,5^2}{-2 \cdot 0,033 \cdot \left[ 10 \cdot \left( 5,5 - \frac{9,6}{2} \right) + 5,5 \cdot \left( -\frac{9,6}{2} \right) - 39,2 + 0,34 \cdot (7 + 6) \right]} = 18,8 \text{ м.}$$

На четвертій ступені:

$$t_{I,IV} = \frac{18 - 10}{-0,007 \cdot \left[ 18 \cdot \left( 10 - \frac{15,7}{2} \right) + 10 \cdot \left( -\frac{15,7}{2} \right) - 108,4 + 1,6 \cdot (7 + 5) \right]} = 8,8 \text{ с;}$$

$$S_{I,IV} = \frac{18^2 - 10^2}{-2 \cdot 0,007 \cdot \left[ 18 \cdot \left( 10 - \frac{15,7}{2} \right) + 10 \cdot \left( -\frac{15,7}{2} \right) - 108,4 + 1,6 \cdot (7 + 5) \right]} = 124 \text{ м.}$$

Помічаємо, що до переходу на п'яту ступінь автомобіль має пройти більше 100 м, тоді як довжина першої ділянки з ухилом 5%о дорівнює всього 70 м. Отже до кінця першої ділянки швидкість не встигне збільшитися до 18 м/с, тому треба встановити довжину шляху на четвертій ступені до кінця ділянки з ухилом 5%о:

$$\Delta S_{I,IV} = 70 - 18,8 - 2,5 - 1,1 = 47,6 \text{ м}$$

і, застосовуючи другу форму рівняння руху, знайти швидкість наприкінці цієї відстані:

$$V_{I,IV} = \left( 10 - \frac{15,7}{2} \right) \cdot 47,6 \cdot 0,007 \times \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{10^2 - 2 \cdot 0,007 \cdot 47,6 \cdot \left[ 10 \cdot \left( -\frac{15,7}{2} \right) - 108,4 + 1,6 \cdot (7 + 5) \right]}{\left[ 0,007 \cdot 47,6 \left( 10 - \frac{15,7}{2} \right) \right]^2}} \right) = 15,2 \text{ м/с}$$

$$t_{I,IV} = \frac{15,2 - 10}{-0,007 \cdot \left[ 15,2 \cdot \left( 10 - \frac{15,7}{2} \right) + 10 \cdot \left( -\frac{15,7}{2} \right) - 108,4 + 1,6 \cdot (7 + 5) \right]} = 5,5 \text{ с}$$

Далі умови змінюються, бо рухома одиниця переходить на другу ділянку

зі спуском 25% на четвертій передачі з початковою швидкістю 15,2 м/с. Оскільки попереду обмеження швидкості немає, розбіг на цій же ступені до кінцевої швидкості 18 м/с доцільно продовжити:

$$t_{I,IV} = \frac{18 - 15,2}{-0,007 \cdot \left[ 18 \cdot \left( 15,2 - \frac{15,7}{2} \right) + 15,2 \cdot \left( -\frac{15,7}{2} \right) - 108,4 + 1,6 \cdot (7 + 25) \right]} = 3,2 \text{ с};$$

$$S_{I,IV} = \frac{18^2 - 15,2^2}{-2 \cdot 0,007 \cdot \left[ 18 \cdot \left( 15,2 - \frac{15,7}{2} \right) + 15,2 \cdot \left( -\frac{15,7}{2} \right) - 108,4 + 1,6 \cdot (7 + 25) \right]} = 55 \text{ м}$$

З довжини другої ділянки 120 м на четвертій передачі рухома одиниця пройде 55 м, отже залишок  $120 - 55 = 65 \text{ м}$  повинна проходити на п'ятій передачі, бо обмежень швидкості немає:

$$V_{I,IV} = \left( 18 - \frac{26,7}{2} \right) \cdot 65 \cdot 0,0014 \times \\ \times \left( 1 + \sqrt{1 + \frac{18^2 - 2 \cdot 65 \cdot 0,001 \cdot \left[ 18 \cdot \left( -\frac{26,7}{2} \right) - 316 + 7,9 \cdot (7 - 25) \right]}{\left[ 65 \cdot 0,001 \left( 18 - \frac{26,7}{2} \right) \right]^2}} \right) = 21,7 \text{ м/с}$$

$$t_{I,IV} = \frac{21,7 - 18}{-0,0014 \cdot \left[ 21,7 \cdot \left( 18 - \frac{26,7}{2} \right) + 18 \cdot \left( -\frac{26,7}{2} \right) - 316 + 7,9 \cdot (7 - 25) \right]} = 4,4 \text{ с}$$

Далі йде крутий спуск, на якому на відстані 85 м від початку встановлено знак обмеження швидкості не вище 40 км/год (11,1 м/с). Ясно, щоб виконати вимогу знаку, треба розпочинати зниження швидкості заздалегідь. Оскільки перехід на вибіг, очевидно, не дасть потрібного зниження, треба використовувати гальмування двигуном.

Звертаючись до побудованої раніше діаграми гальмівної сили двигуна в режимі насоса, визначимо, яку передачу потрібно встановити, щоб забезпечити неперевищення заданої швидкості. Діюча сила при цьому складається з алгебраїчної суми сил опору рухові й гальмівної сили двигуна:

$$F_{\partial} = -F_z - W = F_{\partial} - (G_T + G_R)(7 + 7 \cdot 10^3 V^2) - k_0 Q V^2$$

Очевидно, що рухома одиниця уповільнюватиметься, якщо  $F_{\partial} < 0$ , а це може відбутися лише тоді, коли сила додаткового опору від спуску буде менше гальмівної сили. Підрахуємо силу опору рухові на спуску:

$$-(55 + 45) \cdot (7 + 7 \cdot 10^{-3} \cdot 11,1^2 - 45) - 0,6 \cdot 1,6 \cdot 3 \cdot 11,1^2 = +3360 \text{ Н},$$

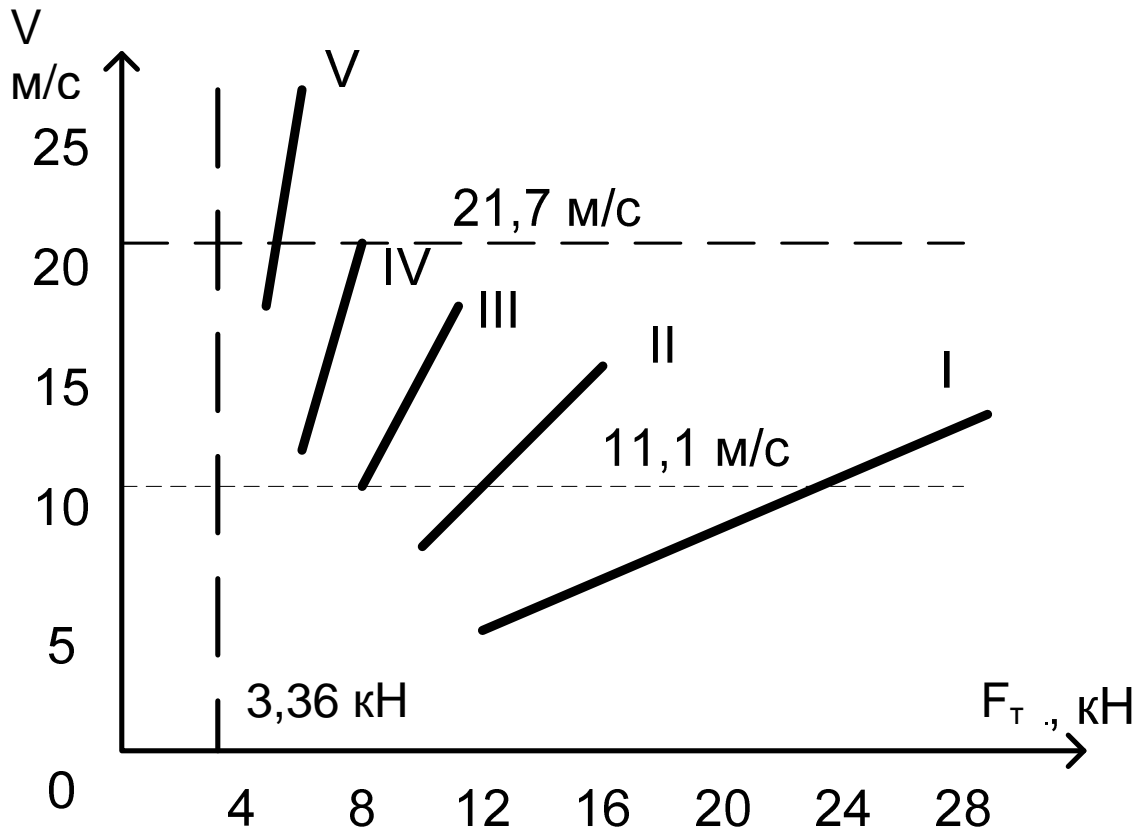


Рис. 6 - До визначення ступені гальмування двигуном

і відкладемо її на діаграмі гальмівної сили двигуна в режимі насоса (рис. 6). Там же відкладемо швидкість обмеження 11,1 м/с і початкову швидкість 21,7 м/с. Як видно з побудови, гальмівна сила на п'ятій передачі не набагато перевищує силу опору, тому щоб встигнути знизити швидкість перед знаком, доведеться використовувати нижчі ступені.

Спробуємо встановити, яка швидкість буде безпосередньо перед знаком, тобто на відстані 85 м від початку спуску, якщо гальмувати двигуном у режимі насоса на четвертій, третій або другій передачі:

$$V_{3,IV_2} = -3,368 \cdot 10^{-4} \cdot 85 \cdot \left(21,7 + \frac{16}{2}\right) \times$$

$$\times \left(1 - \sqrt{1 + \frac{21,7^2 - 2 \cdot 3,368 \cdot 10^{-4} \cdot 85 \cdot \left[21,7 \cdot \frac{16}{2} + 2650 + 27,9 \cdot (7 - 45)\right]}{\left[3,368 \cdot 10^{-4} \cdot 85 \cdot \left(21,7 + \frac{16}{2}\right)\right]^2}}\right) = 18,4 \text{ м/с}$$

$$V_{3,III_2} = -3,343 \cdot 10^{-4} \cdot 85 \cdot \left(21,7 + \frac{46,6}{2}\right) \times$$

$$\times \left(1 - \sqrt{1 + \frac{21,7^2 - 2 \cdot 3,343 \cdot 10^{-4} \cdot 85 \cdot \left[21,7 \cdot \frac{46,6}{2} + 4526 + 27,9 \cdot (7 - 45)\right]}{\left[3,343 \cdot 10^{-4} \cdot 85 \cdot \left(21,7 + \frac{46,6}{2}\right)\right]^2}}\right) = 14,4 \text{ м/с}$$

$$V_{3,II_2} = -3,273 \cdot 10^{-4} \cdot 85 \cdot \left(21,7 + \frac{136}{2}\right) \times$$

$$\times \left(1 - \sqrt{1 + \frac{21,7^2 - 2 \cdot 3,273 \cdot 10^{-4} \cdot 85 \cdot \left[21,7 \cdot \frac{136}{2} + 7720 + 27,9 \cdot (7 - 45)\right]}{\left[3,273 \cdot 10^{-4} \cdot 85 \cdot \left(21,7 + \frac{136}{2}\right)\right]^2}}\right) = 2,5 \text{ м/с}$$

Як видно, зменшити швидкість нижче за 11,1 м/с можна тільки на другій передачі, але це зниження відбудеться надто далеко від знаку. Тому доцільно їхати певну відстань, гальмуючи на третій передачі, з наступним переходом на другу, з тим, щоб до знаку прибути з потрібною швидкістю. Вважаючи відстані пропорційними квадратам швидкостей, можна наближено прийняти рух рівноуповільненим, коли квадрати початкової  $V_I$  і кінцевої швидкості  $V_2$ , відстань і уповільнення  $b$  зв'язані співвідношенням:  $V_2^2 - V_I^2 = 2bS$ , і знайти уповільнення:

$$b_{3,III_2} = \frac{21,7^2 - 14,4^2}{2 \cdot 85} = 1,55 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2};$$

$$b_{3,II_2} = \frac{21,7^2 - 2,5^2}{2 \cdot 85} = 2,73 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Далі слід скласти систему рівнянь відстаней, що в сумі дорівнюватимуть 85 м:

$$\begin{cases} 21,7^2 - V^2 = 2 \cdot 1,55 \cdot S_{3,III_2} \\ V^2 - 11,1^2 = 2 \cdot 2,73 \cdot (85 - S_{3,III_2}) \end{cases}.$$

Виключивши невідому швидкість, знайдемо відстань, яку проходить рухома одиниця, гальмуючи на третій передачі:

$$S_{3,III_2} = -\frac{21,7^2 - 11,1^2 - 2 \cdot 2,73 \cdot 85}{2 \cdot (2,73 - 1,55)} = 49,3 \text{ м}.$$

Відповідно на другій передачі рухома одиниця пройде 35,7 м.

Оскільки ці відстані знайдені в припущенні рівноуповільненого руху, швидкості слід уточнити. Підрахуємо, яку швидкість матиме рухома одиниця, гальмуючи на третій передачі наприкінці відрізка 49,3 м, швидкість наприкінці відрізка 35,9 м, а також відповідні тривалості:

$$V_{3,III_2} = -3,343 \cdot 10^{-4} \cdot 49,3 \cdot \left( 21,7 + \frac{46,6}{2} \right) \times \\ \times \left( 1 - \sqrt{1 + \frac{21,7^2 - 2 \cdot 3,343 \cdot 10^{-4} \cdot 49,3 \cdot \left[ 21,7 \cdot \frac{46,6}{2} + 4526 + 27,9 \cdot (7 - 45) \right]}{\left[ 3,343 \cdot 10^{-4} \cdot 49,3 \cdot \left( 21,7 + \frac{46,6}{2} \right) \right]^2}} \right)} = 17,7 \text{ м/с}$$

$$t_{3,III_2} = \frac{17,7 - 21,7}{-3,343 \cdot 10^{-4} \cdot \left[ 17,7 \cdot \left( 21,7 - \frac{46,6}{2} \right) + 21,7 \cdot \frac{46,6}{2} + 4526 + 27,9 \cdot (7 - 45) \right]} = 2,5 \text{ с}$$

$$V_{3,II_2} = -3,273 \cdot 10^{-4} \cdot 35,7 \cdot \left( 17,7 + \frac{136}{2} \right) \times \\ \times \left( 1 - \sqrt{1 + \frac{17,7^2 - 2 \cdot 3,273 \cdot 10^{-4} \cdot 35,7 \cdot \left[ 17,7 \cdot \frac{136}{2} + 7720 + 27,9 \cdot (7 - 45) \right]}{\left[ 3,273 \cdot 10^{-4} \cdot 35,7 \cdot \left( 17,7 + \frac{136}{2} \right) \right]^2}} \right)} = 10,4 \text{ м/с}$$

$$t_{3,II_2} = \frac{10,4 - 17,7}{-3,273 \cdot 10^{-4} \cdot \left[ 10,4 \cdot \left( 17,7 + \frac{136}{2} \right) + 17,7 \cdot \frac{136}{2} + 7720 + 27,9 \cdot (7 - 45) \right]} = 2,5 \text{ с.}$$

На останньому відрізку довжиною 65 м рухомий склад повинен йти зі швидкістю не вищою за 11,1 м/с. Це можна здійснити кількома шляхами: гальмуванням двигуном в режимі насоса на вищих (четвертій або п'ятій) передачах, або проходженням певної відстані вибігом з наступним гальмуванням на четвертій або п'ятій передачах. Оскільки переваги того чи іншого варіанта заздалегідь невідомі, доводиться робити розрахунки для всіх варіантів. Отже прийmemo за перший і другий варіанти гальмування до кінця відрізку на четвертій і п'ятій передачах:

$$V_{4,IV_2} = -3,368 \cdot 10^{-4} \cdot 65 \cdot \left( 10,4 + \frac{16}{2} \right) \times \\ \times \left( 1 - \sqrt{1 + \frac{10,4^2 - 2 \cdot 3,368 \cdot 10^{-4} \cdot 65 \cdot \left[ 10,4 \cdot \frac{16}{2} + 2650 + 27,9 \cdot (7 - 45) \right]}{\left[ 3,368 \cdot 10^{-4} \cdot 65 \cdot \left( 10,4 + \frac{16}{2} \right) \right]^2}} \right) = 5,5 \text{ м/с}$$

$$t_{4,IV_2} = \frac{5,5 - 10,4}{-3,368 \cdot 10^{-4} \cdot \left[ 5,5 \cdot \left( 10,4 + \frac{16}{2} \right) + 10,4 \cdot \frac{16}{2} + 2650 + 27,9 \cdot (7 - 45) \right]} = 8,2 \text{ с.}$$

$$V_{4,V_2} = -3,375 \cdot 10^{-4} \cdot 65 \cdot \left( 10,4 + \frac{5,4}{2} \right) \times \\ \times \left( 1 - \sqrt{1 + \frac{10,4^2 - 2 \cdot 3,375 \cdot 10^{-4} \cdot 65 \cdot \left[ 10,4 \cdot \frac{5,4}{2} + 1552 + 27,9 \cdot (7 - 45) \right]}{\left[ 3,375 \cdot 10^{-4} \cdot 65 \cdot \left( 10,4 + \frac{5,4}{2} \right) \right]^2}} \right) = 8,9 \text{ м/с}$$

$$t_{4,IV_2} = \frac{8,9 - 10,4}{-3,375 \cdot 10^{-4} \cdot \left[ 8,9 \cdot \left( 10,4 + \frac{5,4}{2} \right) + 10,4 \cdot \frac{5,4}{2} + 1552 + 27,9 \cdot (7 - 45) \right]} = 6,7 \text{ с.}$$

Оскільки знак обмеження не вимагає дотримання занадто малої швидкості, логічно прийняти, що рухома одиниця може трохи розігнатися вибігом до 11,1 м/с з наступним гальмуванням на четвертій або п'ятій ступені,

що й візьмемо за третій і четвертий варіанти:

$$S_{4, \text{виб}} = \frac{11,1(10,4 \cdot 11,1)}{3,375 \cdot 10^{-4} \cdot [11,1^2 + 29,3 \cdot (7 - 45)]} = 23 \text{ м}$$

$$t_{4, \text{виб}} = \frac{10,4 - \sqrt{10,4 \cdot 11,1}}{3,375 \cdot 10^{-4} \cdot [10,4^2 + 290,3 \cdot (7 - 45)]} = 2,3 \text{ с}$$

$$V_{4, IV_2} = -3,368 \cdot 10^{-4} \cdot (65 - 23) \cdot \left(11,1 + \frac{16}{2}\right) \times$$

$$\times \left(1 - \sqrt{1 + \frac{11,1^2 - 2 \cdot 3,368 \cdot 10^{-4} \cdot (65 - 23) \cdot \left[11,1 \cdot \frac{16}{2} + 2650 + 27,9 \cdot (7 - 45)\right]}{\left[3,368 \cdot 10^{-4} \cdot (65 - 23) \cdot \left(11,1 + \frac{16}{2}\right)\right]^2}}\right) = 8,4 \text{ м/с}$$

$$t_{4, IV_2} = \frac{8,4 - 11,1}{-3,368 \cdot 10^{-4} \cdot \left[8,4 \cdot \left(11,1 + \frac{5,4}{2}\right) + 11,1 \cdot \frac{16}{2} + 2650 + 27,9 \cdot (7 - 45)\right]} = 4,3 \text{ с}$$

$$V_{4, V_2} = -3,375 \cdot 10^{-4} \cdot (65 - 23) \cdot \left(11,1 + \frac{5,4}{2}\right) \times$$

$$\times \left(1 - \sqrt{1 + \frac{11,1^2 - 2 \cdot 3,375 \cdot 10^{-4} \cdot (65 - 23) \cdot \left[11,1 \cdot \frac{5,4}{2} + 1552 + 27,9 \cdot (7 - 45)\right]}{\left[3,375 \cdot 10^{-4} \cdot (65 - 23) \cdot \left(11,1 + \frac{5,4}{2}\right)\right]^2}}\right) = 10,2 \text{ м/с}$$

$$t_{4, V_2} = \frac{10,2 - 11,1}{-3,375 \cdot 10^{-4} \cdot \left[10,2 \cdot \left(11,1 + \frac{5,4}{2}\right) + 11,1 \cdot \frac{5,4}{2} + 1552 + 27,9 \cdot (7 - 45)\right]} = 4 \text{ с}$$

Отже в усіх варіантах швидкість обмеження не буде перевищена, але відрізок у 65 м можна пройти за різний час:

за першим варіантом:  $t = 8,2 \text{ с}$ ;

за другим варіантом:  $t = 6,7 \text{ с}$ ;

за третім варіантом:  $t = 2,3 + 4,3 = 6,6 \text{ с}$ ;

за четвертим варіантом:  $t = 2,3 + 4 = 6,3 \text{ с}$ . Очевидно, зазначений відрізок треба проходити за четвертим варіантом, тобто проїхати 23 м вибігом, після



чого перейти на гальмування на п'ятій передачі і рухатися так до знаку "відміна обмеження".

Таким чином встановлено всі дані для складання підсумкової таблиці й наступної побудови діаграми швидкість - час - відстань, що є графічним відображенням руху на заданій ділянці.

Таблиця 6 - Підсумкові дані моделювання руху.

		Ступені коробки передач									Ви- біг
		Робочий режим					Гальмування в режимі насоса				
		I	II	III	IV	V	I	II	IV	V	
1	t <sub>1, k</sub>	0,5	0,5	2,4	5,5						
	V <sub>1, k</sub>	4	5,5	10	15,2						
	S <sub>1, k</sub>	1	2,5	18,8	47,6						
2	t <sub>2, k</sub>				3,2	4,4					
	V <sub>2, k</sub>				18	21,7					
	S <sub>2, k</sub>				55	65					
3	t <sub>3, k</sub>						2,5	2,5			
	V <sub>3, k</sub>						17,7	10,4			
	S <sub>3, k</sub>						49,3	35,7			
4	t <sub>4, k</sub>								4	2,3	
	V <sub>4, k</sub>								0,2	1,1	
	S <sub>4, k</sub>								42	23	

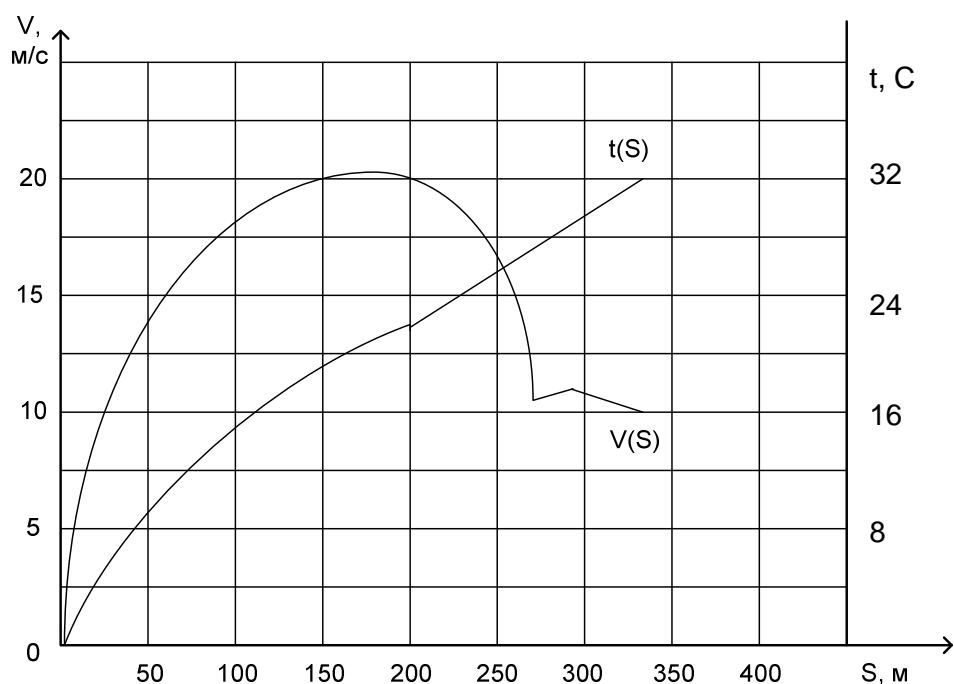


Рис. 7 - Крива руху автомобіля за результатами моделювання

#### 4. ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ СПОЖИТОГО ПАЛЬНОГО

Кількість пального  $D$ , спожитого на проходження заданої ділянки, є сумою окремих, по відрізках шляху та ступенях коробки передач споживань  $D_{jk}$ , які, у свою чергу, визначаються тривалостями  $t_{jk}$  роботи на даних ступенях і так званими годинними витратами пального  $D_{год.j,k}$ :

$$D = \sum_{j,k} D_{j,k} ;$$

$$D_{j,k} = \frac{t_{j,k}}{3600} D_{год.j,k} ;$$

$$D_{год.j,k} = \frac{d_k \cdot F_{сеп.j,k} \cdot V_{сеп.j,k}}{1000 \cdot n_{mp}} .$$

Годинні витрати визначаються реалізованими по відрізках і по ступенях потужностями, що як відомо, є добутками сили на швидкість, й питомими, на одиницю потужності, годинними витратами пального  $d$ . Отже крім вже відомих тривалостей перебування на тих чи інших ступенях коробки передач треба знати реалізовані по цих ступенях потужності. Маючи з технічних даних двигуна питомі витрати пального при максимальній потужності  $d(P_{max})$ , за формулою

$$dk = d(P_{max}) \cdot K_n - K_q ,$$

де  $K_q$  - коефіцієнт, залежний від відношення середньої частоти обертання валу двигуна при даній швидкості руху на даній ступені коробки передач до частоти обертання при максимальній потужності двигуна,

$K_n$  - коефіцієнт використання потужності двигуна.

Можна знайти питомі витрати по ступенях коробки передач. На вибігу питомі витрати пального приймаються 10% від питомих витрат при

максимальній потужності.

Для спрощення розрахунків фактичні швидкості на відрізках шляху заміняють середнім  $V_{сер.j,k}$  по ступенях коробки передач:

$$V_{сер.j,k} = V_{j,k-1} + \frac{V_{j,k} - V_{j,k-1}}{2}.$$

які використовуються для обчислення за допомогою відповідних апроксимаційних формул середніх сил тяги  $F_{сер.j,k}$ . Добуток середньої сили на середню швидкість дає середню потужність, помноживши яку на питомі витрати пального, можна знайти годинні витрати, а з урахуванням фактичної тривалості  $t_{j,k}$  - фактичні витрати пального на проходження  $i$ -ого відрізка на  $k$  передачі.

Для визначення питомих витрат необхідно встановити значення коефіцієнтів  $K_u$  і  $K_n$ , що задаються графічно (рис.8).

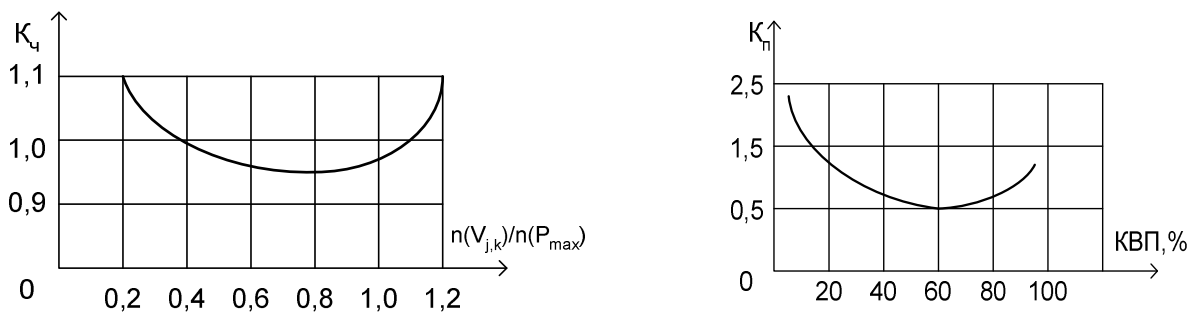


Рис. 8 - Графіки для розрахунку питомих витрат пального при різних частотах обертання валу двигуна та різних навантаженнях

Щоб знайти  $K_u$ , тобто скористатися першим графіком, треба визначити абсцису, для чого слід підрахувати відповідні до швидкості руху й ступені коробки передач частоти обертання:

$$n(V_{j,k}) = \frac{V_{j,k} \cdot u_k}{0,105 \cdot r_d},$$

й розділити їх на частоту обертання при максимальній потужності. Для визначення  $K_n$  з другого графіка потрібно встановити значення коефіцієнтів використання потужності  $KBP$ :

$$KBП_{j,k} = \frac{F_{сер.j,k} \cdot V_{сер.j,k}}{P[n(V_{сер.j,k})] \cdot \eta_{mp}} \cdot 100,$$

де  $P[n(V_{сер.j,k})]$  - потужність, яку розвиває двигун при частоті обертання, відповідній даній швидкості руху:

$$P[n(V_{сер.j,k})] = \frac{M_{\partial в}[n(V_{сер.j,k})] \cdot n(V_{сер.j,k})}{9,55}.$$

Необхідний для визначення потужності двигуна момент розраховують за апроксимаційною формулою.

Хід розрахунків розглянемо за даними того самого прикладу. На першому ( $j = 1$ ) відрізку при русі на першій передачі середня швидкість склала 2 м/с, чому відповідає середня сила тяги

$$F_{l,1} = 3,376 \cdot 10^4 + 24260 \cdot 2 - 7268 \cdot 2^2 = 53210 \text{ Н}.$$

Цій середній швидкості відповідає частота обертання валу двигуна

$$n(V_{сер.1,1}) = \frac{2 \cdot 64,192}{0,105 \cdot 0,64} = 1910 \text{ об/хв.}$$

Відповідний момент складе

$$M_{\partial в}[1910] = 414,7 + 0,31 \cdot 1910 - 9,73 \cdot 10^5 \cdot 1910 = 653,8 \text{ Нм}.$$

У даному прикладі частота обертання при максимальній потужності дорівнює 2500 об/хв., отже значення абсциси першого графіка на рис.8 складає

$$n(V_{\text{сер1,1}}) = \frac{2 \cdot 64,192}{0,105 \cdot 0,64} = 1910 \text{ об / хв}$$

З першого графіка маємо  $K_{\eta} = 0,94$  . Коефіцієнт використання потужності дорівнюватиме

$$KBП = \frac{5310 \cdot 2}{653,8 \cdot 1910} \cdot 9,55 \cdot 100 = 95,7\% .$$

З другого графіка на рис.8 маємо  $K_n = 7,3$  . З технічних даних двигуна відомо, що питомі витрати пального при максимальній потужності становлять  $d(P_{\text{max}}) = 300 \text{ Г/кВ}$  , отже питомі витрати на першій передачі дорівнюватимуть 229,2 Г/кВт. Знайдемо годинні витрати:

$$D_{\text{год.1,1}} = \frac{229,2 \cdot 53210 \cdot 2}{1000 \cdot 0,85} = 2,87 \cdot 10^4 \text{ Г} = 28,7 \text{ кг}$$

За 0,5 с, що триває перша ступінь, рухома одиниця споживає:

$$D_{1,1} = \frac{0,5 \cdot 28,7}{3600} = 3,968 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \approx 4 \text{ Г}$$

Повторюючи розрахунки для інших ступенів та відрізків шляху, й підсумовуючи результати, матимемо витрати пального на проходження заданої ділянки.

## 5. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОВЕДЕННЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ

Ефективність процесу навчання студентів у багатoproфiльному вищому навчальному закладі, яким є Харківська національна академія міського господарства, ґрунтується на стимулюванні й підвищенні їх індивідуальної творчої активності під час самостійної роботи над навчальним матеріалом, особливо із спеціальних дисциплін. Це пояснюється рядом обставин, зокрема

великим обсягом і складністю матеріалу, що розглядається, особливостями організації навчальної роботи й неоднаковою базовою підготовкою студентів.

Під самостійною роботою розуміють цілеспрямовану активну працю студентів над навчальним матеріалом як над завданням викладача, під його керівництвом на планових аудиторних заняттях, так і самостійно, за власним бажанням, у процесі самопідготовки. Зазначена діяльність спрямована на закріплення, розширення та поглиблення одержуваних знань, умінь, навичок і засвоєння нового матеріалу без сторонньої допомоги.

Ці методичні вказівки призначені для підвищення якості вивчення дисципліни «Транспортні засоби» для студентів денної і заочної форм навчання з метою організації проведення самостійної роботи.

## **6. ОСНОВНІ КОНЦЕПЦІЇ ОРГАНІЗАЦІЇ ТА САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ**

У сучасному суспільстві трудова діяльність людини передбачає постійну самоосвіту й перенавчання, до цього майбутні фахівці повинні готуватися, зокрема, шляхом самостійної роботи навчального й науково-дослідницького характеру. Для підвищення якості даного виду роботи слід сформулювати деякі методологічні принципи її організації, в яких врахувати соціальні умови її виконання, бо це має значення не тільки для професійної підготовки, але й для забезпечення більш гармонійного входження молоді людини до соціуму, який базується на взаємозалежності соціальних об'єктів.

Серед соціальних умов навчальної діяльності, які найбільш позначаються на якості самостійної роботи студентів, слід відзначити такі: соціально-нерівні можливості студентів, які відрізняються матеріальним становищем і умовами проживання; кваліфікаційні характеристики і соціальні якості викладачів; особливості їхніх стосунків зі студентами; характер спілкування і наявність взаємодопомоги в студентському колективі. Все це виявляється не тільки в

різниці матеріальних можливостей користування студентами інформаційними джерелами в процесі опрацювання матеріалу, а також в їх ставленні до самостійної роботи. Для запобігання зазначеним перешкодам слід ширше застосовувати принципи індивідуальності завдань для даної форми навчання і комплексності їхньої перевірки (наприклад, у щільній послідовності здійснювати письмові й усні форми контролю).

Якість у сфері вищої освіти охоплює різні її галузі й функції. Вона визначається не тільки рівнем засвоєння навчальних дисциплін і професійної компетенції, але й володінням практичними навичками і вміннями, спроможністю до творчого і критичного мислення, а також нестандартних рішень у професійній діяльності.

Самостійна робота студентів є одним з основних видів навчальної діяльності. Вона планується і виконується під методичним керівництвом викладача, але без його безпосереднього втручання.

Зазначена форма навчання повинна бути спрямована не тільки на оволодіння конкретною дисципліною, а й на формування навичок самостійної роботи взагалі, в навчально-науковій і професійній діяльності, здатності приймати на себе відповідальність, самостійно вирішувати проблеми, знаходити конструктивні рішення тощо.

Ефективність самостійної роботи істотно залежить від її планування та застосування прогресивної системи контролю знань, умінь і навичок студентів. При плануванні повинні враховуватися результати попереднього аналізу навчальних програм, обсяг матеріалу, види знань, трудомісткість їх виконання та засвоєння; фактичний час, потрібний студенту для виконання самостійної роботи, а також ступінь відповідності цього часу плановому.

Мета контролю полягає в перевірці якості засвоєння студентами теоретичного матеріалу й ступені володіння практичними вміннями й навичками. Результати його дозволяють своєчасно вживати заходи з удосконалення навчального процесу загалом, поліпшенню роботи викладачів і студентів.

## **7. ПЕРЕЛІК ТЕМ І ПИТАНЬ ДЛЯ САМОСТІЙНОГО КОНТРОЛЮ**

Згідно з навчальною програмою дисципліни «Транспортні засоби» передбачено розгляд тем, стислий зміст яких наведено нижче.

### **Змістовий модуль 1 Характеристики транспортних засобів**

#### ***Тема 1.1. Вимоги до транспортних засобів***

Вступ, мета й основні завдання дисципліни. Відомості про різновид транспортних засобів, придатних для транспортування вантажів та пасажирів, особливості конструкцій і робочих процесів й вихідні характеристики силових установок визначеного різновиду транспортних засобів.

#### ***Тема 1.2. Огляд конструкцій транспортних засобів***

Розглядаються особливості конструкцій і робочих процесів й технічні характеристики основних функціональних елементів визначеного різновиду транспортних засобів.

#### ***Тема 1.3. Оцінка технічного рівня конструкцій транспортних засобів***

Проводиться аналіз механізмів, наводяться відомості про матеріальний склад його ланок, за допомогою певних методик розрахувати характеристики механізмів: працездатність, зносостійкість, теплостійкість, вібростійкість, надійність.

### **Змістовий модуль 2. Конструкційні й експлуатаційні властивості транспортних засобів**

#### ***Тема 2.1. Конструкційні властивості транспортних засобів***

Встановлюється відповідність конструкцій транспортних засобів вимогам щодо раціонального розміщення вантажу або пасажирів.

Оцінюється необхідність та можливість застосування засобів механізації навантажувально-розвантажувальних робіт або зручність посадки – висадки пасажирів.

#### ***Тема 2.2. Оцінка експлуатаційних властивостей транспортних засобів***

Розглядається специфіка умов експлуатації транспортних засобів, показники тягово-швидкісних властивостей транспортних засобів, в умовах відділу перевезень транспортного підприємства:



- визначаються швидкості руху транспортних засобів у заданих умовах експлуатації;
- обчислюються витрати палива транспортними засобами при перевезенні.

### ***Тема 2.3. Оцінка безпеки транспортних засобів***

Оцінюється безпека транспортних засобів за допомогою методики порівняльного аналізу, в умовах відділу досліджень або перевезень транспортного підприємства, оцінюється альтернативні транспортні засоби за безпеки.

### ***Тема 2.4. Комплексна оцінка пристосування транспортних засобів до перевезень***

Розглядаються показники керованості й маневреності транспортних засобів, показники прохідності транспортних засобів, показники стійкості транспортних засобів, оцінюються альтернативні транспортні засоби за критерієм можливості руху в конкретних умовах.

З метою оцінки якості засвоєння студентами навчального матеріалу під час самостійної роботи нижче запропоновано перелік контрольних питань з даної дисципліни відповідно до вказаних вище модулів.

### ***Змістовий модуль 1***

1. Класифікація засобів міського пасажирського транспорту.
2. Основні характеристики механічної частини рухомого складу.
3. Конструкції зв'язків візків з рамами кузовів рухомого складу. Передача сил ваги, гальмового зусилля, а також сил тяги.
4. Конструкція кузовів рухомого складу. Технологія виготовлення. Особливості конструкції рам кузовів рейкового і безрейкового рухомого складу.
5. Розрахунок на міцність листової ресори.
6. Принципи планування салону пасажирського рухомого складу.
7. Ресорне підвішування рухомого складу. Призначення, класифікація. Типові схеми підвішування безвізкових та візкових ходових частин.
8. Пружні елементи ресорного підвішування рухомого складу, їх характеристики, відмітні особливості.
9. Пневматичне ресорне підвішування рухомого складу. Класифікація

ресорних елементів, їх характеристики, реалізація обертаючого зусилля.

10. Застосування гумових пружних елементів в ресорному підвищенні рухомого складу, їх основні характеристики.
11. Колісні пари рейкового рухомого складу. Класифікація, елементи і їх призначення, конструктивні особливості.
12. Конструкція візків рейкового рухомого складу. Класифікація, конструктивні особливості.
13. Жорсткість ресорної підвіски, прохідність, маневровість, естетичні і санітарно-гігієнічні вимоги рухомого складу.
14. Візки рамної і без рамної конструкції, їх схеми і відмінні особливості.
15. Призначення і класифікація кузовів рухомого складу.
16. Розрахунок осі колісної пари на міцність.
17. Стійкість рульового керування.
18. Ходова частина транспортних засобів. Конструкція коліс.

### ***Змістовий модуль 2***

1. Рівняння руху електрорухомого складу.  
Визначення основного показника комфортабельності рухомого складу.
2. Реалізація сил тяги.
3. Реалізація сил гальмування.
4. Жорсткість тягових і гальмівних характеристик, їх вплив на реалізування сил зчеплення.
5. Динамічна комфортабельність рухомого складу.
6. Демпфірування коливань надресорної будови. Конструкції демпферів рідинного і сухого тертя.
7. Режими руху потягу. Основні шляхи зниження витрати електроенергії на рух рухомого складу міського електротранспорту.
8. Регулювання швидкості тягових двигунів постійного струму.
9. Основні показники динамічної комфортабельності транспортних засобів.
10. Осність, динамічні характеристики, гальмовий шлях рухомого складу.
11. Природа і класифікація сил опору руху.
12. Показники використання зчіпної і гальмової ваги. Динамічні характеристики рухомого складу.
13. Основний і додатковий опір руху.
14. Додатковий опір руху під дією вітру.

15. Заходи щодо зменшення опору руху.
16. Види коливань транспортних засобів.
17. Керованість рухомого складу. Основні положення. Кінематична схема рульового керування.
18. Основні характеристики рухомого складу. Прохідність рухомого складу, маневреність.
19. Рульове управління транспортних засобів.
20. Основні характеристики рульового управління.
21. Підсилювачі рульового керування.
22. Конструкції механізму рульового керування.

### **Рекомендована література**

1. Пономарёв А.А. Подвижной состав и сооружения ГЭТ. - М.: Транспорт, 1981. – 126с.
2. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей. – М.: Транспорт, 1985. – 215с.
3. Минеева Ю.В. Конспект лекций по дисциплине «Транспортные средства». Часть 1. «Конструкционные свойства транспортных средств» (для подготовки бакалавров 1 курса дневной и 2 курса заочной форм обучения направления подготовки 6.070101 – «Транспортные технологи») – Харьков: ХНАГХ, 2009. – 99 с.
4. Ефремов И.С., Гуцко-Малков Б.П. Теория и расчёт механического оборудования подвижного состава ГЭТ, 1970. – 480с.
5. Транспорт с магнитным подвесом/ (Ю.А. Бахвалов, В.И. Бочаров, В.А. Винокуров и др.) – М.: Машиностроение, 1991. - 314с.
6. Вагоны. Конструкция, теория и расчет. Под ред. Л.А.Шадура. – М.: «Транспорт», 1973. - 439с.
7. Соколов М.М. и др. Измерения и контроль при ремонте эксплуатации вагонов. – М.: Транспорт, 1991. - 160с.
8. Максимов. А.М. Городской электрический транспорт троллейбус. - М.: Изд. центр «Академия», 2004. – 256 с.

## НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

Методичні вказівки до самостійної роботи та виконання контрольного завдання з дисципліни «Транспортні засоби» (для підготовки бакалаврів денної і заочної форм навчання напряму підготовки 6.070101 - "Транспортні технології").

Укладачі: Мінеєва Юлія Віталіївна

Відповідальний за випуск проф., д.т.н. В. Х. Далека

Редактор М.З. Аляб'єв

План 2009 , поз. 229 М

Підп. до друку 2009 р.	Формат 60x84 1/16	Папір офісний.
Друк на ризографі.	Обл.-вид. арк. 1,8	Умовн.-друк. арк. 2,2
Тираж 50 прим.	Зам. №	

61002, Харків, ХНАМГ, вул. Революції, 12

Сектор оперативної поліграфії ЦНІТ ХНАМГ  
61002, Харків, ХНАМГ, вул. Революції, 12